

(19) BUNDESREPUBLIK

DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

# Offenlegungsschrift

(10) DE 101 51 950 A 1

(61) Int. Cl.<sup>7</sup>:

B 60 T 13/74

F 16 D 55/224

F 16 D 65/21

(71) Anmelder:

eStop GmbH, 82284 Grafrath, DE

(74) Vertreter:

WUESTHOFF & WUESTHOFF Patent- und  
Rechtsanwälte, 81541 München

(21) Aktenzeichen: 101 51 950.8

(22) Anmeldetag: 22. 10. 2001

(43) Offenlegungstag: 8. 5. 2003

(72) Erfinder:

Schautt, Martin, 80333 München, DE; Pascucci,  
Antonio, 80337 München, DE; Hartmann, Henry,  
81667 München, DE

(36) Entgegenhaltungen:

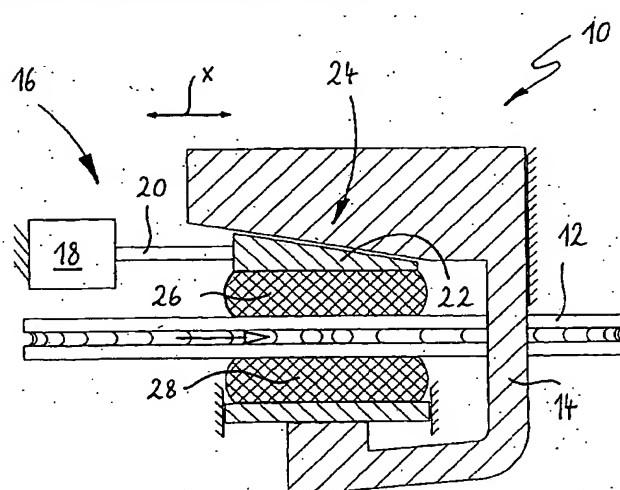
DE 196 40 995 A1  
DE 196 39 686 A1  
DE 100 16 182 A1  
DE 100 05 869 A1

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

(54) Selbstverstärkende elektromechanische Scheibenbremse mit Reibmomentermittlung

(57) Die Erfindung betrifft eine selbstverstärkende elektromechanische Scheibenbremse (10) mit einer drehbaren Bremsscheibe (12) und einem eine Betätigungs Kraft erzeugenden elektrischen Aktuator (16). Der Aktuator (16) wirkt über eine Keilanordnung (24) auf einen Reibbelag (26) ein, um ihn an die Bremsscheibe (12) anzupressen. Die Bremse (10) weist ferner eine Einrichtung zur Reibmomentermittlung auf, die erste Mittel zur Messung der Reibkraft und zweite Mittel zur Bestimmung der normal zur Bremsscheibe gerichteten Kraft oder erste Mittel zur Bestimmung der Aktuatorkraft und zweite Mittel zur Bestimmung der normal zur Bremsscheibe (12) gerichteten Kraft umfaßt. Auf diese Weise ist die Regelungsdynamik und Regelungsgüte der Scheibenbremse (10) deutlich verbessert.



## Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft selbstverstärkende, elektromechanische Scheibenbremsen, insbesondere für Kraftfahrzeuge. Bei solchen Scheibenbremsen bringt ein elektrischer Aktuator eine Betätigungs kraft auf, die die Reibbeläge der Bremse an die sich drehende Bremsscheibe anlegt. Eine Selbstverstärkungseinrichtung in Gestalt einer Keilanordnung nutzt die in der sich drehenden Bremsscheibe enthaltene, kinetische Energie zum weiteren Zustellen der Reibbeläge, d. h. die Reibbeläge werden mit einer gegenüber der Aktuator kraft deutlich erhöhten Kraft, die nicht von dem elektrischen Aktuator aufgebracht wird, gegen die Bremsscheibe gepresst. Das Grundprinzip einer solchen Bremse ist aus dem deutschen Patent 198 19 564 bekannt.

[0002] Um für einen Einsatz, insbesondere in Kraftfahrzeugen, geeignet zu sein, müssen elektromechanische Bremsen eine Regelung aufweisen, die sicherstellt, daß bei einer normalen Bremsung beide Bremsen einer Fahrzeugachse gleich stark bremsen. Ist dies nicht der Fall, kommt es zum sogenannten "Schiefziehen" des Fahrzeuges, was aus Sicherheitsgründen unbedingt vermieden werden muß. Auch darf es nicht dazu kommen, daß die Bremse in einer für den Fahrzeugführer nicht vorhersehbaren Weise plötzlich viel stärker oder schwächer bremst als es dem Verzögerungswunsch des Fahrzeugführers entspricht. Zu einer Änderung des Verzögerungsverhaltens einer Bremse kann es insbesondere durch einen sich ändernden Reibkoeffizient kommen, dessen Wert stark von beispielsweise der Temperatur und der Oberflächenbeschaffenheit der Reibflächen abhängt. Besonders bei selbstverstärkenden, elektromechanischen Bremsen, die einen hohen Selbstverstärkungsfaktor aufweisen können, ist eine gute Regelung von großer Bedeutung, da der Bremsenkennwert  $C^*$ , der das Verhältnis von aufgebrachter Aktuator kraft zu tatsächlich erzeugter Reibkraft angibt, sehr stark vom Reibkoeffizienten abhängt. Üblicherweise wird versucht, das aktuell vorliegende Reibmoment durch eine Messung der Reibkraft zu ermitteln. Die Reibkraft lässt sich beispielsweise mit einem Sensor messen, der zwischen einem Reibbelag der Bremse und einem Bauteil angeordnet ist, an dem sich der Reibbelag beim Bremsen abstützt. Aus der Beziehung

$$M_R = F_R \cdot r_{disc}$$

mit

$M_R$  = Reibmoment

$F_R$  = Reibkraft

$r_{disc}$  = Radius der Bremsscheibe

ergibt sich dann ohne weiteres das Reibmoment.

[0003] Die Messung der Reibkraft ist allerdings mit vielen Störgrößen behaftet, die sich beispielsweise aus schnellen Auf- und Abbewegungen der Bremse im Fahr betrieb ergeben, welche durch Fahrbahnunebenheiten hervorgerufen werden. Fahrbahnunebenheiten können an der Radbremse eines Kraftfahrzeugs Beschleunigungen bis zum 20-fachen Wert der Erdbeschleunigung verursachen. Die Massenträgheitskräfte, die durch solche Stöße hervorgerufen werden, erzeugen beträchtliche Störungen des Reibkraftmeßsignals. Um ein aussagekräftiges Messergebnis zu erhalten, ist eine Filterung des vom Reibkraftsensor gelieferten Signals unabdingbar. Diese elektronische Filterung des Meßsignals verzögert allerdings die Bestimmung der Reibkraft und führt zu einem relativ trügen Verhalten des gesamten Reibmomentent gelkreises.

[0004] Der Erfundung liegt die Aufgabe zugrunde, eine selbstverstärkende, elektromechanische Scheibenbremse der eingangs genannten Art, bei der die Aktuator kraft nicht

gleich der Normalkraft und in aller Regel nicht normal zur Bremsscheibe gerichtet ist, bereitzustellen, bei der die zuvor genannten Probleme beseitigt sind, bei der also insbesondere die Regelungsdynamik deutlich verbessert ist.

[0005] Diese Aufgabe ist erfindungsgemäß durch eine selbstverstärkende, elektromechanische Scheibenbremse gelöst, die die im Patentanspruch 1 oder im Patentanspruch 3 angegebenen Merkmale aufweist.

[0006] Gemäß einer ersten Lösung hat somit die erfindungsgemäße Scheibenbremse eine Einrichtung zur Ermittlung des Reibmomentes, die erste Mittel zur Messung der Reibkraft und zweite Mittel zur Bestimmung der zwischen der Bremsscheibe und dem Reibbelag wirkenden Normalkraft umfaßt. Gemäß einer Ausführungsform wird die Reibkraft durch einen Sensor gemessen, der die bei einer Bremsung auftretende Abstützkraft der Scheibenbremse erfassst. Der Sensor, z. B. ein Dehnungsmeßstreifen, kann beispielsweise so angeordnet sein, wie es eingangs bereits beschrieben worden ist. Der Sensor kann aber auch an jeder anderen Stelle angebracht sein, die es erlaubt, die bei einer Bremsung auftretende Abstützkraft zu erfassen.

[0007] Im Gegensatz zum herkömmlichen Vorgehen, lediglich die bei einer Bremsung auftretende Reibkraft zu messen, wird erfindungsgemäß zusätzlich die zwischen der Bremsscheibe und dem Reibbelag wirkende, normal zur Bremsscheibe gerichtete Kraft ermittelt. Im Gegensatz zur Reibkraftmessung, die, wie beschrieben, mit vielen Störgrößen behaftet ist und deshalb eine aufwendige und damit zeitraubende Filterung erfordert, ist die normal zur Bremsscheibe und damit parallel zur Radachse gerichtete Kraft kaum Störgrößen ausgesetzt, denn sie verläuft rechtwinklig zu den vertikalen Hauptanregungen, wie sie z. B. beim Überfahren einer Unebenheit mit hoher Geschwindigkeit und dem sich daraus ergebenden, starken Einfedern eines Rades auftreten. Die Normalkraft braucht daher nicht zeit aufwendig gefiltert zu werden, sondern kann mit hoher Dynamik, d. h. sehr zeitnah ermittelt werden. Erfindungsgemäß wird also die Information über das aktuell vorliegende Reibmoment aus der Normalkraft gewonnen und mit dem Ergebnis der Reibkraftmessung verglichen, um Änderungen des Reibkoeffizienten, die sich aus der Normalkraft nicht ermitteln lassen, feststellen zu können. Gezielte Änderungen des Reibmomentes, wie sie beispielsweise Regelvorgänge von Bremsschlupfregelsystemen, Traktionskontrollsystemen und Fahrstabilitätssystemen in Kraftfahrzeugen auslösen, können erfindungsgemäß schneller und exakter ausgeführt werden. Dies ist von Vorteil, da die genannten Systeme umso besser funktionieren, je schneller der vom System geforderte Bremseingriff erfolgt.

[0008] Gemäß einer zweiten Lösung weist die Einrichtung zur Ermittlung des Reibmomente der erfindungsgemäßen Scheibenbremse erste Mittel zur Bestimmung der Aktuator kraft und zweite Mittel zur Bestimmung der zwischen der Bremsscheibe und dem Reibbelag wirkenden Normalkraft auf. Ebenso wie bei der ersten Lösung wird demnach auch hier die normal zur Bremsscheibe gerichtete Kraft ermittelt, um die Regelungsdynamik und damit die Gesamtqualität der Bremsregelung zu verbessern. Statt der stark störgrößen behafteten Messung der Reibkraft wird jedoch bei der zweiten Lösung die während einer Bremsung aufgebrachte Aktuator kraft bestimmt. Dies ermöglicht einen kompakteren Aufbau der Bremse, weil kein entfernter, beispielsweise am Bremsträger angebrachter Sensor zur Reibkraftmessung mehr erforderlich ist. Das Reibmoment wird indirekt bestimmt, ohne daß die Reibkraft direkt gemessen werden muß. Aus der Beziehung:

$$F_R = \mu \cdot F_N = \mu \cdot \left( \frac{1}{\tan \alpha - \mu} \right) F_A$$

mit

$F_R$  = Reibkraft  
 $\mu$  = Reibkoeffizient  
 $F_N$  = Normalkraft  
 $F_A$  = Aktuatorkraft  
 $\alpha$  = Keilwinkel

ergibt sich:

$$F_N = \left( \frac{1}{\tan \alpha - \mu} \right) F_A$$

und

$$\mu = \tan \alpha - \frac{F_A}{F_N}$$

[0009] Aus dem Verhältnis der Aktuatorkraft  $F_A$  zur Normalkraft  $F_N$  kann also der Reibkoeffizient  $\mu$  errechnet werden, denn der Keilwinkel  $\alpha$  ist eine vorgegebene und damit bekannte, geometrische Größe der Bremse. Mit dem wirksamen Bremsscheibenradius  $r_{disc}$ , einer ebenfalls bekannten, geometrischen Größe, erhält man dann mit  $F_R = \mu \cdot F_N$  das gesuchte Reibmoment  $M_R$  aus der Beziehung:

$$M_R = F_R \cdot r_{disc} = (\tan \alpha \cdot F_N - F_A) \cdot r_{disc}.$$

[0010] Das Reibmoment kann somit aus der Kenntnis der Normalkraft  $F_N$  und der Aktuatorkraft  $F_A$  ermittelt werden. Zu erwähnen ist, daß die Beziehung  $F_R = \mu \cdot F_N$  für eine Schwimmsattelscheibenbremse zu  $F_R = 2\mu \cdot F_N$  wird.

[0011] Die Aktuatorkraft kann direkt gemessen werden, vorzugsweise mit einem im Kraftfluß der Aktuatorkraft angeordneten Kraftsensor, der beispielsweise ein Dehnungsmeßstreifen sein kann. Der Kraftsensor kann z. B. die Reaktionskraft erfassen, mit der sich ein dem Aktuator zugehöriger Elektromotor am Gehäuse des Aktuators bzw. der Bremse abstützt. Die Reaktionskraft entspricht bis auf das Vorzeichen der Aktuatorkraft. Der Kraftsensor kann aber auch an der Stelle angeordnet sein, an der die Aktuatorkraft in den Keil der Keilanordnung eingeleitet wird. Ebenso kann ein Kraftsensor in oder an einem Kraftübertragungsmittel des Aktuators angeordnet sein, beispielsweise an einer Spindel oder einer Zug- bzw. Druckstange.

[0012] Die Aktuatorkraft muß aber nicht direkt gemessen werden, sondern kann indirekt ermittelt werden, beispielsweise aus dem Motorstrom des dem Aktuator zugehörigen Elektromotors. Der Motorstrom ist ein Maß für das vom Motor abgegebene Drehmoment, welches beispielsweise durch einen Spindeltrieb in eine Axialkraft gewandelt wird. Der Motorstrom ist deshalb proportional zur erzeugten Aktuatorkraft. Bei nicht zu hohen Genauigkeitsanforderungen ist eine solche indirekte Ermittlung der Aktuatorkraft eine geeignete und günstige Lösung.

[0013] Bei beiden oben beschriebenen Lösungen kann die normal zur Bremsscheibe gerichtete Kraft mittels eines im Kraftfluß der Normalkraft angeordneten Kraftsensors gemessen werden. Beispielsweise kann die Messung der Normalkraft in den Reibbelägen selbst oder in bzw. an den Belagträgern erfolgen, ferner an den Abstützflächen des Keils der Keilanordnung, oder im die Bremsscheibe übergreifenden Sattel, oder auch im Rahmen der Scheibenbremse. Generell ist eine Messung von Kräften nahe am Entstehungsort

vorteilhaft, um eine Verfälschung der Meßsignale durch träge Massen zu vermeiden.

[0014] Die Normalkraft kann jedoch auch indirekt bestimmt werden, z. B. aus dem Maß der bei einer gegebenen Bremsung erfolgenden Verschiebung des Keils der Keilanordnung. Bei einem Bremsvorgang führt die Normalkraft zu einer Aufweitung des Sattels der Scheibenbremse und zu einer Kompression der Reibbeläge und, in geringerem Umfang, auch der Bremsscheibe. Diese Elastizitäten der Bremse werden durch eine entsprechende Verschiebung des Keils in Betätigungsrichtung ausgeglichen. Bezeichnet man mit dem Begriff "Null-Lage" diejenige Stellung der Reibbeläge, bei der das sogenannte Lüftspiel gerade überwunden ist, die Reibbeläge somit kraftfrei an der Bremsscheibe anliegen, dann kann aus dem Maß der Verschiebung des Keils in Betätigungsrichtung direkt die Normalkraft berechnet werden. Ist die Federkennlinie des Systems Bremse linear, dann ist die Normalkraft direkt proportional zum Verschiebeweg des Keils.

[0015] Der Verschiebeweg des Keils kann entweder direkt gemessen werden, oder er kann aus Betriebsdaten des Aktuators ermittelt werden. Beispielsweise ist es möglich, aus dem Motordrehwinkel eines dem Aktuator zugehörigen Elektromotors den Verschiebeweg des Keils zu berechnen, jedenfalls dann, wenn der Elektromotor über ein steigungstreues Vorschubsystem auf den Keil einwirkt.

[0016] Alternativ und/oder zusätzlich kann die Aufweitung des Bremssattels mit einem handelsüblichen Positionsmeßsystem ermittelt werden. Da der Zusammenhang zwischen der Aufweitung des Bremssattels in Abhängigkeit der wirkenden Normalkraft für praktische Zwecke linear ist, stellt die Messung der Aufweitung des Bremssattels eine weitere Möglichkeit dar, die Normalkraft zu ermitteln.

[0017] Generell ist erfahrungsgemäß die Normalkraft eine Hilfsgröße, deren Ermittlung dazu dient, die Dynamik der Regelung zu verbessern, da die direkte Messung des Reibmomentes aufgrund der erforderlichen Störgrößenfilterung nicht ausreichend schnell erfolgen kann. Mit anderen Worten, der aktuelle Wert des Reibmomentes steht erst mit einer gewissen Verzögerung zur Verfügung, d. h. zu einem Zeitpunkt  $t_n$  gibt es einen gefilterten Meßwert, der den realen Wert zu einem Zeitpunkt  $t_{n-m}$  wiederspiegelt, welcher zeitlich vor dem Zeitpunkt  $t_n$  liegt. Dabei gibt  $m$  die Zahl der Zeitschritte an, um die das gemessene Signal durch die Filterung verzögert wird.

[0018] Die an sich mögliche, hochdynamische Betätigung einer elektromechanischen Bremse erfordert, wenn die Vorteile einer solchen hochdynamischen Betätigung ausgenutzt werden sollen, eine entsprechend hochdynamische Regelung, welche mittels der Reibkraftmessung aus den bereits eingangs dargelegten Gründen nicht möglich ist. Die Ermittlung der als Hilfsgröße fungierenden Normalkraft hingegen kann sehr schnell und genau erfolgen, beispielsweise wie schon erwähnt durch eine Messung der Position des Keils. Die Position des Keils ist, sofern die Reibbeläge an der Bremsscheibe anliegen, proportional zur Aufweitung des Bremssattels und damit zur Normalkraft  $F_N$ . Über den Reibkoeffizient  $\mu$  (für eine Schwimmsattelbremse gilt  $F_R = 2 \cdot \mu \cdot F_N$ ) besteht auch eine Proportionalität zur Reibkraft  $F_R$  und damit zum Reibmoment  $M_R$  gemäß der Beziehung:

$$\Delta M_R = k \cdot \Delta x$$

mit

65  $\Delta M_R$  = Änderung des Reibmomentes  
 $x$  = Keilposition  
 $\Delta x$  = Keilverschiebung  
 $k$  = Proportionalitätsfaktor

Der Proportionalitätsfaktor  $k$  ist von einer Reihe von Parametern abhängig, z. B. vom Reibkoeffizient  $\mu$ , vom wirksamen Reibradius, von der durch Verschleiß abnehmenden Reibbelagdicke, von der Federkonstante des Bremssattels und des Reibbelages bzw. der Reibbeläge und dadurch auch von der Temperatur der Bremsenbauteile. Obwohl der Proportionalitätsfaktor  $k$  demnach nicht konstant ist, ändert sich sein Wert lediglich mit einer Dynamik, die um Größenordnungen geringer ist als die durch Fahrbahnunebenheiten in die Bremse eingeleiteten Störungen. Mathematisch lässt sich dieser Sachverhalt wie folgt ausdrücken:

$$\dot{M}_R > k \text{ und } \dot{x} \gg k.$$

[0019] Deshalb ist ein aus zurückliegenden Messungen von  $M_R$  und  $x$  ermittelter Wert von  $k$  auch für die Gegenwart gültig. Der aktuelle Wert des Reibmomentes berechnet sich dann zu:

$$M_R(t_n) = M_R(t_{n-m}) + k(t_{n-m}) \cdot [x(t_n) - x(t_{n-m})]$$

mit

$t_n$  = aktueller Zeitpunkt

$M_R(t_n)$  = gesuchtes Reibmoment zum Zeitpunkt  $t_n$

$M_R(t_{n-m})$  = Reibmoment zum Zeitpunkt  $t_{n-m}$ , das zum Zeitpunkt  $t_n$  den aktuellsten, störgrößengefilterten Meßwert darstellt

$x(t_n)$  = Keilposition zum Zeitpunkt  $t_n$

$k$  = Proportionalitätsfaktor (abhängig von Reibkoeffizient, Temperaturdehnung der Bremsenbauteile, Reibbelagabnutzung etc.)

[0020] Soll im Betrieb der Bremse, ausgelöst z. B. durch einen ABS-Regelungsvorgang, das Reibmoment der Bremse um einen bestimmten Betrag reduziert werden, kann die Regelung auf der Grundlage der vorstehenden Beziehung die erforderliche, neue Keilposition berechnen und mittels des Aktuators sehr schnell einstellen. Eine Überprüfung des tatsächlichen Reibmomentes erfolgt dann durch die Reibkraftmessung.

[0021] Die sich im Betrieb der Bremse einstellende Abnutzung der Reibbeläge führt zu einer Veränderung der Null-Lage. Die Null-Lage muß daher gegebenenfalls durch die Regelung der Bremse immer wieder neu detektiert werden. Eine einfache Möglichkeit zur Bestimmung der Null-Lage bietet die Reibkraftmessung. Die Reibkraft steigt nämlich in dem Moment sprunghaft an, in dem der Reibbelag die Bremsscheibe berührt. Somit läßt sich die Keilposition, bei der der Reibbelag und die Bremsscheibe miteinander in Kontakt kommen, einfach detektieren. Zudem wird dann nur die relative Keilposition benötigt, womit sich eine bei fortschreitender Abnutzung des Reibbelages bzw. der Reibbeläge immer wieder durchzuführende Nullpunktskalibrierung erübrigert. Falls sich durch die zunehmende Abnutzung der Reibbeläge auch die Federkennlinie des Gesamtsystems Bremse verändert, kann diesem Umstand durch eine entsprechende Modellierung Rechnung getragen werden.

[0022] In der beigefügten Fig. 1 ist sehr schematisch eine erfindungsgemäße, selbstverstärkende, elektromechanische Scheibenbremse 10 dargestellt. Die Scheibenbremse 10 hat eine drehbare Bremsscheibe 12, die von einem Bremssattel 14 übergriffen wird. Ein elektrischer Aktuator 16, der einen Elektromotor 18 und einen Spindeltrieb 20 umfaßt, erzeugt eine Betätigungs- oder Aktuatkraft  $F_A$ , die über den Spindeltrieb 20 in einen Keil 22 einer Keilanordnung 24 eingeleitet wird, um den Keil 22 längs einer Richtung  $x$  zu verschieben und dadurch einen Reibbelag 26 an die Bremsscheibe 12 anzupressen. Ein weiterer, auf der gegenüberliegenden Seite der Bremsscheibe 12 angeordneter Reibbelag

28 wird im gezeigten Ausführungsbeispiel von dem Sattel 14, der hier nach dem Schwimmsattelprinzip arbeitet, das Fachleuten auf diesem Gebiet wohlbekannt ist und deshalb hier nicht weiter erläutert wird, bei einem Bremsvorgang an die Bremsscheibe 12 gepreßt.

[0023] An dem Reibbelag 26 wirken während eines Bremsvorgangs die in Fig. 2 dargestellten Kräfte. Die Aktuatkraft  $F_A$  verschiebt den einen Keilwinkel  $\alpha$  aufweisen den Keil 22 in  $x$ -Richtung, wodurch der Reibbelag 26 in 10 Kontakt mit der sich drehenden Bremsscheibe 12 gerät. Sobald der Reibbelag 26 die Bremsscheibe 12 berührt, entsteht eine normal zur Bremsscheibe gerichtete Rückwirk- oder Normalkraft  $F_N$  sowie eine in Umfangsrichtung der Bremsscheibe 12 wirkende Reibkraft  $F_R$ . Diese Kräfte werden zum allergrößten Teil in das Gehäuse der Bremse eingeleitet und dort abgestützt, siehe die Abstützkraft  $F_B$ . Im gezeigten Beispiel wirkt die Aktuatkraft  $F_A$  parallel zur Bremsscheibenfläche und damit rechtwinklig zur Normalkraft  $F_N$ .

[0024] Während einer Bremsung kann aufgrund eines sich 20 ändernden Reibkoeffizienten  $\mu$  zwischen dem Reibbelag 26 und der Bremsscheibe 12 die Selbstverstärkung der Bremse so groß werden, daß zum Aufrechterhalten eines gewünschten Reibmoments die Aktuatkraft  $F_A$  zu Null wird oder sogar negative Werte annehmen muß (auf den Keil 22 wirkt 25 dann keine Druckkraft mehr, sondern eine Zugkraft), um ein "Festgehen", d. h. ein unerwünschtes Blockieren der Bremse, zu verhindern.

[0025] Zur Reibmomentregelung weist die Scheibenbremse 10 eine nicht weiter dargestellte Einrichtung zur 30 Reibmomentermittlung auf, die gemäß den vorstehenden Ausführungen entweder die Reibkraft  $F_R$  und die Normalkraft  $F_N$  misst bzw. ermittelt, oder die Aktuatkraft  $F_A$  und die Normalkraft  $F_N$  bestimmt. Gemäß den bereits dargelegten Beziehungen kann aus diesen Größen das Reibmoment 35 ermittelt und dann durch entsprechendes Verändern der Aktuatkraft  $F_A$  geregelt werden.

#### Patentansprüche

1. Selbstverstärkende, elektromechanische Scheibenbremse (10), mit einer drehbaren Bremsscheibe (12), einem eine Betätigungs- oder Aktuatkraft erzeugenden, elektrischen Aktuator (16), einem von dem elektrischen Aktuator (16) betätigten Reibbelag (26), auf den der elektrische Aktuator über eine Keilanordnung (24) mit einem Keilwinkel ( $\alpha$ ) wirkt, um den Reibbelag (26) an die Bremsscheibe (12) anzupressen, und einer Einrichtung zur Ermittlung des bei einer Bremsung auftretenden Reibmomentes, die erste Mittel zur Messung der Reibkraft und zweite Mittel zur Bestimmung der zwischen der Bremsscheibe (12) und dem Reibbelag (26) wirkenden Normalkraft umfaßt.
2. Scheibenbremse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibkraft durch einen Sensor gemessen wird, der die bei einer Bremsung auftretende Abstützkraft der Scheibenbremse erfaßt.
3. Selbstverstärkende, elektromechanische Scheibenbremse (10), mit einer drehbaren Bremsscheibe (12), einem eine Betätigungs- oder Aktuatkraft erzeugenden, elektrischen Aktuator (16), einem von dem elektrischen Aktuator (16) betätigten Reibbelag (26), auf den der elektrische Aktuator über eine Keilanordnung (24) mit einem Keilwinkel ( $\alpha$ ) wirkt, um den Reibbelag (26) an die Bremsscheibe (12) anzupressen, und

einer Einrichtung zur Ermittlung des bei einer Brem-  
sung auftretenden Reibmomentes, die erste Mittel zur  
Bestimmung der Aktuatorkraft und zweite Mittel zur  
Bestimmung der zwischen der Bremsscheibe (12) und  
dem Reibbelag (26) wirkenden Normalkraft umfaßt. 5

4. Scheibenbremse nach Anspruch 3, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß die Aktuatorkraft aus Betriebsdaten des  
Aktuators (16) ermittelt wird, insbesondere aus dem  
Motorstrom eines dem Aktuator (16) zugehörigen  
Elektromotors (18) während einer Betätigung der 10  
Bremse.

5. Scheibenbremse nach Anspruch 3, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß die Aktuatorkraft mittels eines im Kraft-  
fluß der Aktuatorkraft angeordneten Kraftsensors ge-  
messen wird. 15

6. Scheibenbremse nach einem der vorhergehenden  
Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die zwischen  
der Bremsscheibe (12) und dem Reibbelag (26) wir-  
kende Normalkraft mittels eines im Kraftfluß der Nor-  
malkraft angeordneten Kraftsensors gemessen wird. 20

7. Scheibenbremse nach Anspruch 5 oder 6, dadurch  
gekennzeichnet, daß der Kraftsensor ein Dehnungs-  
meßstreifen ist.

8. Scheibenbremse nach einem der Ansprüche 1 bis 5,  
dadurch gekennzeichnet, daß die zwischen der Brems-  
scheibe (12) und dem Reibbelag (26) wirkende Nor-  
malkraft aus dem Maß der bei einer gegebenen Brem-  
sung erfolgenden Verschiebung eines Keils der Keilan-  
ordnung (24) ermittelt wird. 25

9. Scheibenbremse nach Anspruch 8, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß das Maß der Keilverschiebung aus Be-  
triebsdaten des Aktuators (16) ermittelt wird, insbeson-  
dere aus dem zur Betätigung der Bremse durchlaufenen  
Drehwinkel eines dem Aktuator (16) zugehörigen  
Elektromotors (18). 30

10. Scheibenbremse nach Anspruch 2, dadurch ge-  
kennzeichnet, daß das von dem Sensor abgegebene Si-  
gnal einer Störgrößenfilterung unterzogen wird. 35

---

Hierzu 1 Seite(n) Zeichnungen

40

45

50

55

60

65

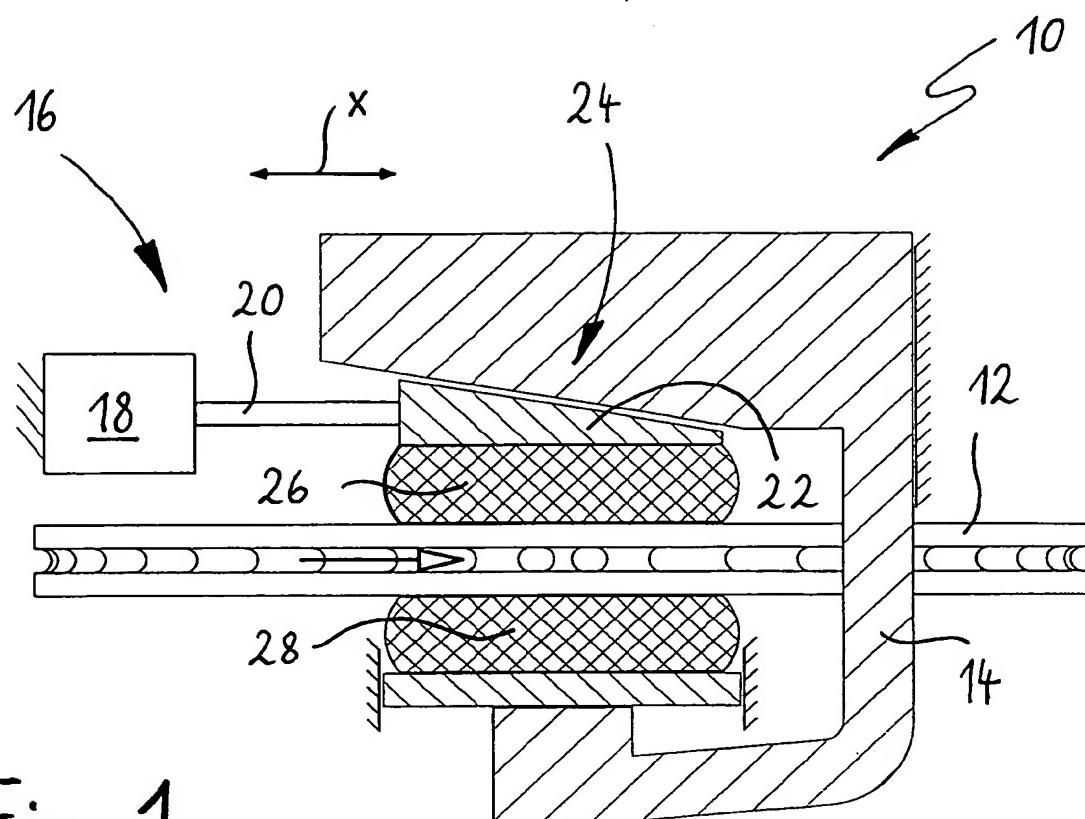


Fig. 1

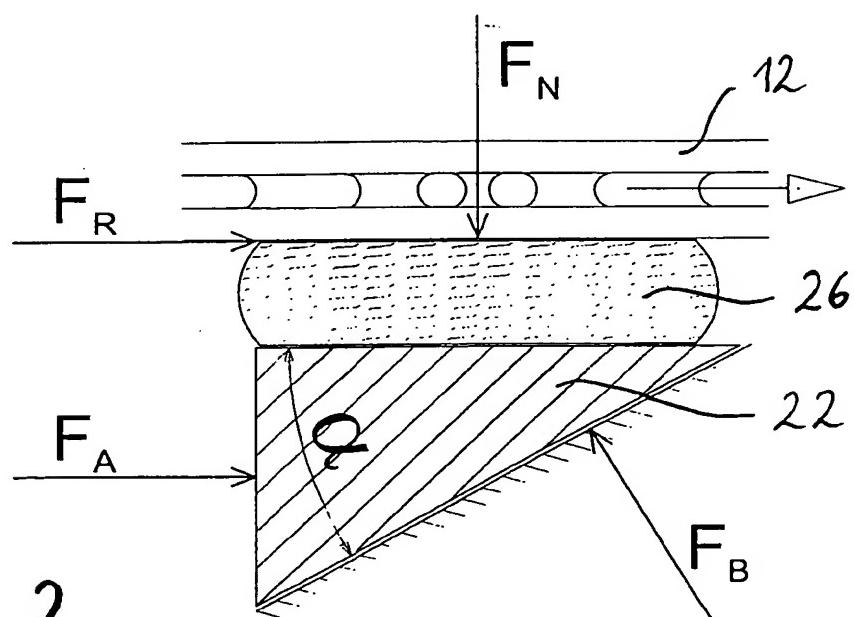


Fig. 2